

Axiális átömlésű szivattyú fő méreteinek meghatározása

A szivattyúval szemben támasztott igény $H(m)$ szállítómagasság és $Q(m^3/s)$ térfogatáram. Követelmény lehet továbbá egy minél kisebb $NPSH_r$ megkívánt szívómagasság és egy minél nagyobb η_h hidraulikai hatásfok.

Célszerű a Q szállítómagasság és a H térfogatáram értéke mellett ezek dimenziótlan alakját, a ψ nyomásszámot és a φ mennyiségi számot is használni. A dimenziótlanításhoz felhasználjuk a tervezendő járókerék $D_k(m)$ külső átmérőjét, a járókerék $u_k(m/s)$ kerületi sebességét és a $\nu = \frac{D_a}{D_k}$ agyviszonyt, $D_a(m)$ az agyátmérő.

A dimenziótlan üzemi jellemzők definíciója: $\psi = \frac{2gH}{u_k^2}$; (1)

$$\varphi = \frac{c_m}{u_k} = \frac{4Q}{D_k^2 \pi (1-\nu^2) \cdot u_k}. \quad (2)$$

Itt $c_m = \frac{4Q}{D_k^2 \pi (1-\nu^2)}$ a járókerék gyűrű alakú áramlási keresztmetszetében a forgástengellyel párhuzamos (meridián) sebességkomponenst jelöli.

További tervezési paraméter a szivattyú n_q jellemző fordulatszáma, definíciója $n_q = \frac{nQ^{0,5}}{H^{0,75}}$. (3)

Ha Q -t és H -t φ -vel és ψ -vel fejezzük ki, akkor a jellemző fordulatszámra némi számolás után azt kapjuk, hogy $n_q = \frac{(2g)^{0,75} 60}{2\sqrt{\pi}} \cdot \frac{\sqrt{\varphi(1-\nu^2)}}{\psi^{0,75}} = 158 \cdot \frac{\sqrt{a}}{\psi^{0,75}}$. Az $a = \varphi(1-\nu^2)$ csupán egy jelölés.

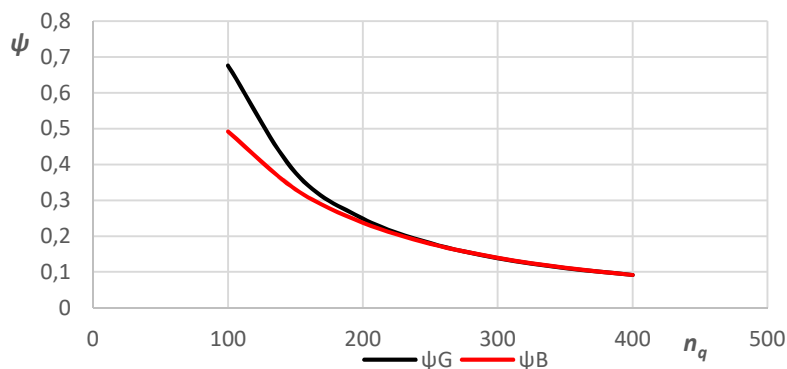
A szakirodalomban többféle tervezési módszer található.

Az első módszer megtalálható Willi **BOHL** Strömungsmaschinen 2. kötetében, melynek alcíme Berechnung und Konstruktion.

A második módszer megtalálható J. F. **GÜLICH** Kreiselpumpen című könyvében.

A ψ nyomásszámot a jellemző fordulatszám függvényében leírja a

$$\psi_B = \frac{1}{\left(\frac{n_q}{160} + 0,8\right)^2} \quad \text{közelsítő képlet (BOHL),} \quad \text{illetve a} \quad \psi_G = 0,29 \left(\frac{180}{n_q}\right)^{1,44} \quad \text{képlet (GÜLICH).}$$

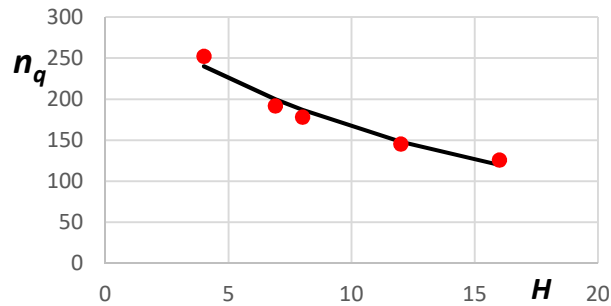


Az ábra alapján látható, hogy csak n_q 150 alatti értékeinél van a két közelítő képlet között lényeges eltérés.

A tipikus aszinkron motor fordulatszámok **720, 970, 1450, 2900 1/min.** Hajtómű beépítése nem szokásos, így célszerű szabványos motorral közvetlenül hajtani a szivattyút.

Bohl gondolatmenete

Az alábbi ábra diagramja alapján megbecsülhető a szivattyú n_q jellemző fordulatszáma. Az ábrán a folytonos vonal a hivatkozott könyv 1.36. ábrájának grafikonja, a pontok a $n_q = \frac{504,7}{\sqrt{H}}$ közelítő képlettel számolt pontok. A közelítés elfogadható.



A jellemző fordulatszámból kifejezhető a járókerék fordulatszáma, $n = \frac{n_q H^{0,75}}{Q^{0,5}}$.

A kapott n fordulatszám valószínűleg nem egyezik meg a fent felsorolt aszinkronmotor fordulatszámokkal, célszerű a kapott értékhez közeli aszinkron fordulatszámot választani.

A jellemző fordulatszám alapján becsült nyomásszámból kifejezhető a járókerék kerületi sebessége,

$$u_k = \sqrt{\frac{2gH}{\psi}}. \text{ Abból pedig meghatározható a járókerék külső átmérője: } D_k = \frac{60}{n\pi} \sqrt{\frac{2gH}{\psi}}.$$

Következő lépés a $\nu = \frac{D_a}{D_k}$ agyviszony meghatározása. A két átmérővel jellemzett körgyűrű alakú keresztmetszeten c_m , axiális irányú sebességgel áramlik át a Q térfogatáram. A c_m sebesség így becsülhető: $c_m = k_{cm}(n_q)\sqrt{2gH}$. Az együttható $k_{cm}(n_q) = \frac{n_q}{595} + 0,255$.

$$\text{Ezzel a térfogatáram } Q = k_m \sqrt{2gH} \cdot \frac{(D_k^2 - D_a^2)\pi}{4}. \text{ Innen az agyátmérő } D_a = \sqrt{D_k^2 - \frac{4Q}{\pi \cdot k_{cm} \sqrt{2gH}}}.$$

Az agyviszony tehát $\nu = \frac{D_a}{D_k}$. Az agyviszony ellenőrizhető, mert az agyviszony reciprokának n_q függésére is tartalmaz grafikont a hivatkozott könyv, a $100 \leq n_q \leq 300$ tartományban jó közelítés:

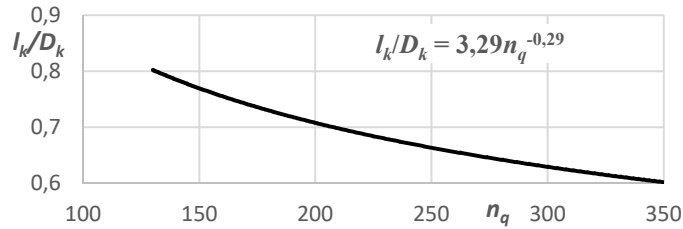
$$\nu = \frac{1}{0,85 + 0,00525n_q}.$$

A z lapátszám növekvő jellemző fordulatszámmal csökken, tájékoztató értékek találhatóak az alábbi táblázatban.

n_q	100 - 180	160 - 240	220 - 290	280 - 350
z	5	4	3	2

A lapátok kerület irányú hosszmérete ugyancsak az n_q jellemző fordulatszám függvénye, növekvő n_q -val csökken a lapátok kerület irányú hossza, a Bohl könyvben közölt görbe grafikonjára jól illeszkedik

az $\frac{l_k}{D_k} = \frac{3,29}{n_q^{0,29}}$ közelítő képlet.



Természetesen a lapátok végső hossza a lapátprofil ismeretében a részletes áramlástanai számítás eredményeként adódik ki.

Gülich gondolatmenete

A jellemző fordulatszám (3) képletébe beírjuk az (1) ψ nyomákszámot és a (2) φ mennyiségi számot.

$$n_q = \frac{n \sqrt{\frac{\varphi}{4} D_k^2 \pi u_k (1-v^2)}}{\frac{\psi^{0,75} u_k^{1,5}}{(2g)^{0,74}}} = 158 \frac{\sqrt{\varphi(1-v^2)}}{\psi^{0,75}} = \boxed{n_q = 158 \frac{\sqrt{a}}{\psi^{0,75}}} \quad (4)$$

Jegyezzük meg, hogy bevezettük a következő jelölést: $a = \varphi(1-v^2)$ (5)

Átrendezve ψ definícióját $\frac{D_k^2 \pi^2 n^2}{60^2} = \frac{2gH}{\psi}$ és ebből $D_k = \frac{\sqrt{2g} 60}{\pi} \frac{1}{n} \sqrt{\frac{H}{\psi}}$. Itt az n fordulatszám még

ismeretlen, de a fent felsorolt aszinkron fordulatszámok egyike lehet csak.

Tervezzük a lapát sugár irányú alakját úgy, hogy a sugár mentén a lapátok által létesített cirkuláció állandó legyen, azaz $2r\pi \cdot c_{2u}(r) = 2r_a\pi \cdot c_{2u,a} = 2r_k\pi \cdot c_{2u,k}$! Innen $c_{2u,a} = \frac{r_k}{r_a} c_{2u,k}$. Tervezői

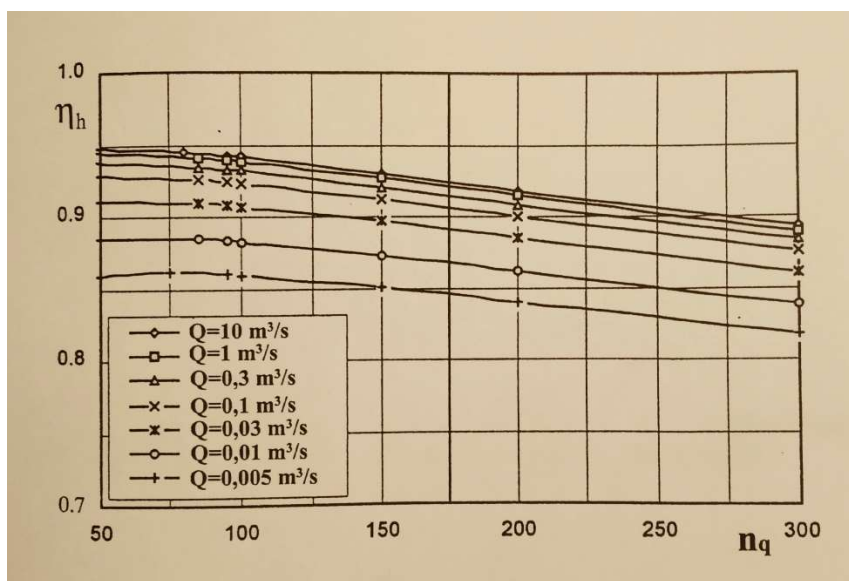
tapasztalatok alapján szükséges továbbá, hogy az agynál se legyen az abszolút sebesség $c_{2u,a}$ kerületi

komponense nagyobb a forgástengely irányú c_m meridián sebességnél, tehát $c_m \geq \frac{r_k}{r_a} c_{2u,k}$.

Írjuk elő a határesetet: $c_m = \frac{c_{2u,k}}{v}$. Ezt az értéket behelyettesítve a φ mennyiségi szám definiáló

$$\text{képletébe } \varphi = \frac{c_m}{u_k} = \frac{c_{2u,k}}{v \cdot u_k} = \frac{c_{2u,k} u_k 2g}{v \cdot u_k^2 2g} = \frac{1}{2v} \frac{c_{2u,k} u_k}{g} \frac{1}{\frac{u_k^2}{2g}} = \frac{H}{\eta_h} \frac{1}{2v} = \frac{\psi}{2\eta_h v} \quad (6)$$

A korszerű axiális szivattyúk várható η_h hidraulikai hatásfoka az n_q jellemző fordulatszám függvényében a Q térfogatáram, mint paraméter megadásával diagramokból kiolvasható.



Ezzel (6)-ból kiszámítható minden felvett aszinkron motor fordulatszám esetén a v agyviszony és abból a D_a agyátmérő, amennyiben ismerjük a φ mennyiségi számot:
$$v = \frac{\psi}{2\eta_h \varphi}. \quad (7)$$

Ehhez a (4) és (7) egyenletet egymásba helyettesítve és rendezve a φ mennyiségi számra a következő másodfokú egyenletet kapjuk:
$$\varphi^2 - \frac{\psi^2}{4\eta_h^2 v^2} - a\varphi = 0.$$

Az egyenlet megoldása
$$\varphi = \frac{a}{2} + \sqrt{\frac{a^2}{4} + \left(\frac{\psi}{2\eta_h}\right)^2}. \quad (8)$$

Mivel az agyviszony függ a φ mennyiségi számtól, és a nyomásszámtól, utóbbi pedig az agyviszonytól, iterációval oldható meg a feladat.

Jól konvergáló iterációt eredményez az alábbi képlet:

$$\psi^{ij} = \varphi^{\frac{4}{3}} \left[\varphi \left(\frac{n_q}{158} \right)^2 + \frac{\sqrt{\psi}}{4\eta_h^2} \right]^{-\frac{2}{3}}. \quad (9)$$

A számítás menete

A választott n aszinkron fordulatszámhoz a Q és H üzemi paraméterekkel kiszámítjuk az (1) n_q jellemző fordulatszámot,

ehhez az első grafikon ψ_G görbéjének képletéből kiszámítjuk a ψ nyomásszám első becslését és becsüljük az η_h hidraulikai hatásfokot.

Ennek alapján a (4) képletből számítjuk az a mennyiséget.

A másodfokú egyenlet (8) megoldása adja a φ mennyiségi számot,

végül a (7) képletből kiszámítjuk a v agyviszonyt.

Ezek ismeretében a (9) iterációs képlet megadja a nyomásszám ψ^{ij} újabb becslését.

A z lapátszámra Gülich a következő értékeket javasolja:

n_q	140 - 170	160 - 230	220 - 290	>290
z	5 - 7	4	3	2

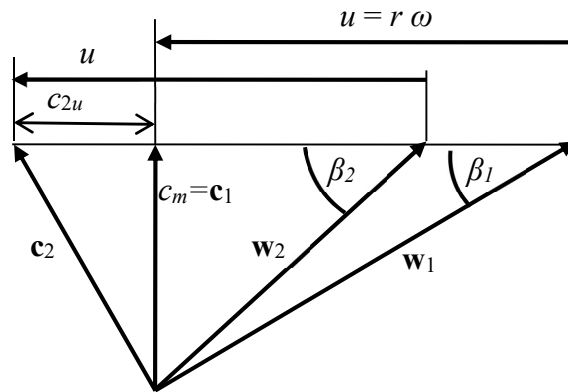
A két bemutatott módszer alkalmas az axiális átömlésű szivattyú fő paramétereinek és méreteinek a meghatározására ($n, z, l_k, D_k, D_a, c_m, c_u(r), u(r)$).

Ezek alapján táblázatosan kiszámítható az abszolút sebesség meridián és kerületi komponense a sugár diszkrét értékeinél az agytól a kerületig. A relatív sebesség az abszolút és kerületi sebesség vektori különbsége, melynek komponensei w_m és w_u .

Tetszőleges sugáron $w_{1m} = w_{2m} = c_m$.

A sugár mentén változóan $w_{1u}(r) = c_{1u}(r) - r\omega = -r\omega$, mert a folyadék perdületmentesen lép be a járókerékbe, illetve $w_{2u}(r) = c_{2u}(r) - r\omega$.

Ezekkel megrajzolható a belépő (index: 1) és kilépő (index: 2) sebességi háromszög, valamint definiálhatók a relatív sebesség és a kerületi sebesség által bezárt β szögek.



A folyadék tehát a járókerékbe w_1 relatív sebességgel lép be és w_2 relatív sebességgel távozik. A lapátoknak ehhez a sebességtérhez kell illeszkednie.

A lapátprofilok célszerűen legyenek a NACA 65 xx yy profilsalád elemei, melyekről a szakirodalomban részletes mérési eredményeket publikáltak. A következő fejezetben ezeknek a profiloknak a geometriája (vázvonal, vastagságeloszlása) megtalálható.

A sugár mentén táblázatosan kiszámolt sebességkomponensek és lapátszögek, továbbá az ezekből meghatározható $\frac{l}{t} c_f = \frac{l}{2\pi r} c_f = \frac{lz}{2\pi r} c_f$ erőtenyező alapján az l ismeretében c_f , vagy c_f ismeretében z

az l lapáthossz minden sugáron számítható.

A Lieblein féle **diffúziós tényező** alapján ellenőrizni kell, hogy nem válik.-e le a határreteg a lapát tőben, az agy közeli metszetekben.

NACA 65 sorozatú profilok felhajtó- és ellenállás-tényezője az állásszög függvényében

A NACA 65 XX YY profilok típusjelének jelentése:

A **6** számjegy azt jelenti, hogy a profil maximális y_{max} íveltsége a profil l hosszának százalékában a profil $y(x)$ vázvonalának húrjával párhuzamos megfűvás – azaz zérus állásszög – esetén 5,52-szöröse (közelítőleg 6-szorosa) a c_{f0} felhajtóerő tényezőnek.

Az **5** számjegy jelentése, hogy a profil íveltségének y_{max} maximuma a profilhossz **5** tizedénél van, azaz $x(y_{max}) = 0,5$

XX, egy vagy kétjegyű szám megadja a zérus állásszöghöz tartozó c_{f0} felhajtóerő 10-szeresét.

YY, egy vagy kétjegyű szám megadja a profil d_{max} maximális vastagságát a profilhossz százalékában (ez pedig az $x/l = 0,4$ helyen van).

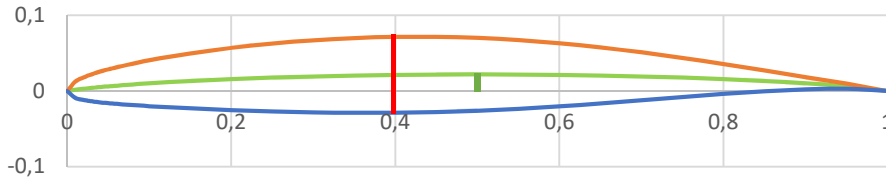
A **vázvonal** egyenlete $\frac{y}{l} = -\frac{c_{f0}}{4\pi} \left[\left(1 - \frac{x}{l}\right) \ln\left(1 - \frac{x}{l}\right) + \left(\frac{x}{l}\right) \ln\left(\frac{x}{l}\right) \right]$. Innen a derivált zérus értékéhez

$$\frac{y_{max}}{l} = -\frac{c_{f0}}{4\pi} 2 \frac{1}{2} \ln\left(\frac{1}{2}\right) = 0,05516 c_{f0} = 5,52 c_{f0} \% \text{ tartozik.}$$

A **vastagságeloszlás** egyenlete, $\frac{y_d}{l} = \frac{1}{2} \left[a_{1/2} \sqrt{\frac{x}{l}} + a_1 \frac{x}{l} + a_2 \left(\frac{x}{l}\right)^2 + a_3 \left(\frac{x}{l}\right)^3 + a_4 \left(\frac{x}{l}\right)^4 \right]$, ezt

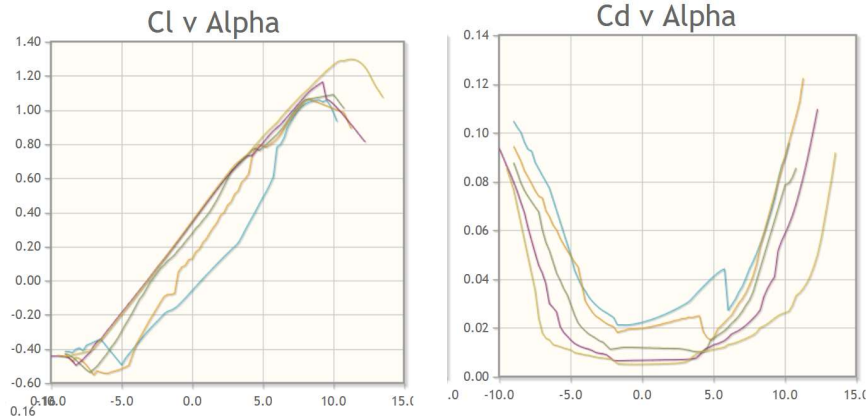
az ordinátát kell a vázvonal két oldalára felmérni, így adódik a szívott és nyomott oldal kontúrja.

Példaként a **NACA 65 4 10** jelű profil alakja ilyen. A vízszintes irányú háló osztása 0,2. A függőleges irányú háló osztás 0,1, az ábra alakra helyes. A maximális d_{max} profilvastagságot a **piros** vonal, az íveltség maximumát a **zöld** vonal mutatja.



Az alábbi ábrákon látható c_l felhajtóerő-tényező és c_d ellenálláserő-tényező grafikon a **NACA 65 4 10** jelű profilra. Az abszcissa tengelyen az α állásszög fokban van megadva. Az $\alpha = 0^\circ$ állásszög esetén kifejtett turbulens áramlásban ($Re = 10^6$ esetén a legfelső, mustársárga görbe szerint) $c_l \approx 0,4$. A többi görbe csökkenő, 500000, 200000, 100000, 50000 Re -számhoz tartozik. Ekkor c_l csökken, c_d pedig nő.

A profil d_{max} maximális vastagsága a profilhossz 10%-a.



J. F. **GÜLICH Kreiselpumpen** című könyvének 321. oldalán a 7.4. táblázatban a következő becslések találhatóak kis íveltségű, nem túl vastag profilokra (A **NACA 65 4 10** ilyen profil.)

A $c_l(\alpha)$ függvény közelítőleg a $c_l = 2\pi \cdot \eta_p \sin(\alpha - \alpha_{c=0})$, vagy a $c_l = \frac{dc_l}{d\alpha}(\alpha - \alpha_{c=0})$ képlettel írható le.

Itt $0,85 \leq \eta_p \leq 0,92$ a profil-hatásfok, $\alpha_{c=0}$ a zérus felhajtóerőhöz tartozó (ívelt profil esetén negatív)

állásszög, illetve $\frac{dc_l}{d\alpha}$ a felhajtóerő-tényező grafikon meredeksége a zérus állásszög közelében.

Például az ábrákon bemutatott NACA 65 4 10 jelű profil esetén $\frac{dc_l}{d\alpha} \approx \frac{0,84 - (-0,18)}{5 - (-5)} = \frac{1,02}{10} = 0,102$.

$\sin(\alpha - \alpha_{c=0}) \approx (\alpha - \alpha_{c=0}) \frac{\pi}{180}$, így $c_l = 2\pi \cdot \eta_p \sin(\alpha - \alpha_{c=0}) \approx \frac{2\pi^2}{180} \eta_p (\alpha - \alpha_{c=0}) = 0,1097 \eta_p (\alpha - \alpha_{c=0})$.

Innen $0,102 = 0,1097 \eta_p$, azaz $\eta_p = 0,93$ esetén a két képlet azonos eredményt ad, ez a fenti intervallumba majdnem belesik.

Irodalom szerint $\alpha_{c=0}$ a következő közelítő képlettel becsülhető:

$$\alpha_{c=0} = -100 \frac{y_{max}}{l} \left[0,82 + \frac{\left(\frac{x(d_{max})}{l} \right)^2}{1 + 5 \frac{d}{l}} \right] = -100 \cdot 0,022 \left[0,82 + \frac{0,5^2}{1,5} \right] = -2,2 \cdot 0,99 = -2,2^\circ$$

A fenti ábrán $\alpha_{c=0} \approx -3^\circ$ olvasható le.

Az siklószám minimumára az irodalom az $\varepsilon = \frac{c_d}{c_l} \approx 0,012 + 0,02 \frac{d}{l} + 0,08 \frac{y_{max}}{l}$ becslést adja. Innen a

NACA 65 4 10 profilra $\varepsilon \approx 0,012 + 0,02 \cdot 0,1 + 0,08 \cdot 0,022 = 0,0158 \approx 0,16$. Innen $c_d = \varepsilon \cdot c_l = 0,16 \cdot c_l$

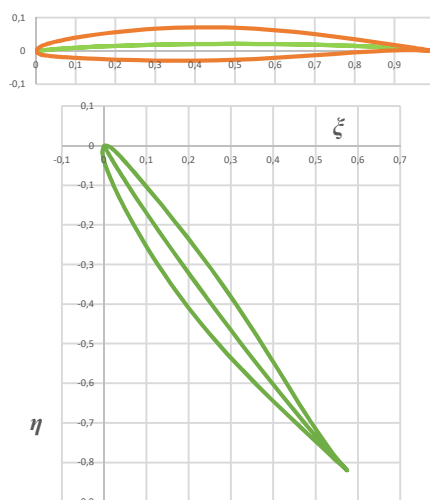
A jobb oldali grafikonon a minimális ellenállástényező $\alpha = 4^\circ$ körül van, itt a bal oldali grafikon

szerint $c_l \approx 0,75$, tehát $c_d = 0,16 \cdot 0,75 = 0,12$, ami jól közelíti a nagy Re -számokhoz tartozó c_d görbék minimumát.

A profilok elforgatása két lépésben történik: A vázvonala húrja párhuzamos a w_∞ sebességgel, továbbforgatás α állásszöggel

Az alábbi, felső ábrán látható egy NACA65410 profil és annak vázvonala. A vázvonala vízszintes, ez az egyedül álló szárnyprofil szokásos megfújási iránya.

Ventilátor járókerékbe beépítve a profilt a közeg a sebességi háromszögekből meghatározható w_∞ sebességgel érkezik a lapátra. A profilt tehát az x -tengelyre tükrözni kell, majd az óramutató járásával egyező irányban 90° -kal elforgatni, végül β_∞ szöggel óramutató járásával ellentétes irányban visszaforgatni. Ekkor lesz párhuzamos a vázvonala húrja a járókerékbeli sebesség eloszlás w_∞ sebességével. Ha a c_f felhajtóerő tényező további növelésére van szükség, akkor az állásszöget α -ra kell növelni, azaz a profil szöge $\beta_\infty + \alpha$ lesz.

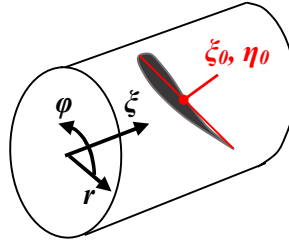


Legegyszerűbb komplex algebrával elvégezni a fenti tükrözést és forgatásokat. Jelölje a felső NACA profil kontúrjának pontjait x és y , ezek egy $z = x + iy$ komplex számot alkotnak. A profil tükrözése az x tengelyre a konjugált képzést jelenti, $\bar{z} = x - iy$. Ennek 90° -os, óramutató járással ellentétes elforgatása $(-i)$ -vel való szorzást jelent, azaz $-i\bar{z} = -y - ix$, Végül a $\beta_\infty + \alpha$ szöggel való visszaforgatás $e^{i(\beta_\infty + \alpha)}$ komplex számmal való újabb szorzást jelent. A járókerékbeli profil kontúrpointjait tehát így kell számítani:

$$\begin{aligned} -i\bar{z} \cdot e^{i(\beta_\infty + \alpha)} &= (-y - ix)(\cos(\beta_\infty + \alpha) + i \sin(\beta_\infty + \alpha)) = \\ &= -y \cos(\beta_\infty + \alpha) + x \sin(\beta_\infty + \alpha) - i[x \cos(\beta_\infty + \alpha) + y \sin(\beta_\infty + \alpha)] = \xi + i\eta \end{aligned}$$

A fenti, alsó ábrán a $\zeta - \eta$ koordinátarendszerben látható az elforgatott profil.

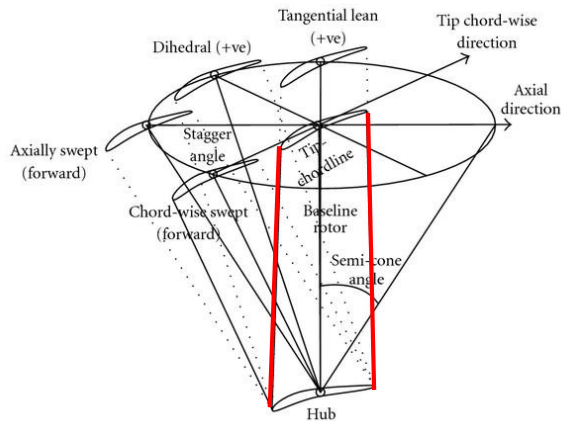
Ez a profil az axiális járókerékklapát egy r -sugarú hengermetsetének síkba kiterített képe. Tehát további feladat, hogy a $\zeta - \eta$ pontokat az r -sugarú hengerpalástra vetítsük. Az r -sugarú henger tengelye azonos a ζ koordinátával. Az η koordináta pedig a hengerpaláston lévő ívhosszal azonos, azaz $\eta = r \cdot \varphi$, ahol φ a henger koordinátarendszer szög koordinátája.



A lapátmetszetek felfűzési tengelye

A lapátmetszetek az r_a agysugártól az r_k külső sugárig helyezkednek el. Kérdés, hogy egymáshoz képest milyen helyzetben legyenek az egyes – a fenti ábrán látható – metszetek. Alap esetben a profilmetszetek súlypontjai helyezkednek el azonos, sugár irányú egyenesen. A súlypont meghatározása hosszadalmas számolást igényel, ezért a vázvonala húrjának azonos relatív x/l koordinátájú pontjait szokás felfűzési tengelyként értelmezni. Ez a pont lehet a legnagyobb íveltség helye, a NACA 65 profilsalád esetén a profil hosszának felénél, tehát az $x/l = 0,5$ pontban.

Vannak ettől eltérő felfűzési módok is, de ekkor az alapáramlás β_1, β_2 szögei, a c_{ax} , u és c_{2u} sebességek is megváltoznak. Ezek a „döntött” felfűzési módok jelentik a lapát eldöntését a szárnymetszet húrjának irányában, a lapát nyilazását (sweep), illetve az arra merőleges döntést (lean, illetve dihedral). Az alábbi, az internetről letöltött ábra mutatja a szokásos lapátdöntési irányokat. Az ábrán a vázvonala felező pontjain megy át a felfűzési tengely. A nem megdöntött lapát be és kilépő éle pirossal van kiemelve.



Mivel, mint említettük, a lapát megdöntése visszahat az alapáramlásra, így a lapátmetszeteket az agysugáron található lapátmetszet vázvonala-húrjának felező pontján (az $x/l = 0,5, y/l = 0$ ponton) átmenő sugár mentén fűzzük fel, azaz $\xi_0 = 0,5 \cdot l \cdot \sin(\beta_\infty + \alpha)$; $\eta_0 = -0,5 \cdot l \cdot \cos(\beta_\infty + \alpha) = r \cdot \varphi_0$. Ez látható a fenti axonometrikus ábrán.

Végül valamilyen rajzoló programmal a járókerék axonometrikus - forgatható - rajza is elkészíthető.